

УДК 621.574

**В.А. Ерин**

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, Одесса, 65039

**РАСЧЁТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИСЛЕДОВАНИЕ КАСКАДНОЙ КОМПРЕССИОННО-ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ, РАБОТАЮЩЕЙ НА ПРИРОДНЫХ РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВАХ**

*В статье приведены результаты расчётно-теоретического исследования каскадной компрессионно-эжекторной холодильной машины (КЭХМ) состоящей из пароконденсационной холодильной машины (ПКХМ), работающей на диоксиде углерода, в нижней ступени каскада, и утилизационной эжекторной холодильной машины (ЭХМ), работающей на аммиаке, в верхней ступени каскада, предназначенной для применения в микротригенерационных системах. Показано влияние температуры кипения в цикле ПКХМ на показатели КЭХМ. Определены геометрические характеристики эжектора и показатели цикла ЭХМ, работающей в широком диапазоне рабочих температур.*

**Ключевые слова:** Эжектор – Эжекторная холодильная машина – Коэффициент эжекции система.

**В.О. Єрін**

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039

**РОЗРАХУНКОВО-ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КАСКАДНОЇ КОМПРЕСІЙНО-ЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ**

*У статті наведено результати розрахунково-теоретичного дослідження каскадної компресійно-ежекторної холодильної машини (КЕХМ) складається з пароконденсационної холодильної машини (ПКХМ), що працює на двооксиду вуглецю, в нижній ступені каскаду, і утилізаційної ежекторної холодильної машини (ЕХМ), що працює на аміаку, у верхній ступені каскаду, призначеної для застосування в мікротрігенерацийних системах. Показано вплив температури кипіння в циклі ПКХМ на показники КЕХМ. Визначені геометричні характеристики ежектора і показники циклу ЕХМ, що працює в широкому діапазоні робочих температур.*

**Ключові слова:** Ежектор – Ежекторна холодильна машина – Коефіцієнт ежекції – Тепловий коефіцієнт – Енергетичні показники – Мікротрігенерацийна система.

**ВВЕДЕНИЕ**

В связи с заключением ряда международных соглашений, предусматривающих отказ от использования многих традиционных хладопроизводящих хладагентов и ограничение эмиссии веществ, усиливающих парниковый эффект, в последнее время в холодильной технике наблюдается устойчивая тенденция к более широкому применению низкикипящих природных хладагентов таких как диоксид углерода (R744), аммиак (R717), бутан (R600), изобутан (R600a) и др. Применение этих веществ не только способствует решению экологических проблем, но в ряде случаев приводит к повышению энергетической эффективности систем хладоснабжения.

Однако следует принимать во внимание, что некоторые свойства этих веществ накладывают определенные ограничения на их применение в технике умеренного холода.

Применению диоксида углерода в качестве рабочего вещества холодильных машин и тепловых насосов в последнее время уделяется большое внимание в связи с тем, что он абсолютно безопасен, негорюч, неядовит, дешев, доступен в любых количествах, не разрушает озоновый слой, имеет самый низкий среди применяемых рабочих веществ потенциал глобального потепления.

Диоксид углерода не получил широкого применения в качестве хладагента в парожидкостных холодильных циклах из-за низкого значения критической температуры ( $t_{кр} = 31,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), не позволяющего в ряде случаев осуществить в теплое время года процесс конденсации сжатого компрессором пара. В таких условиях возможно использование сверхкритического цикла, где процесс конденсации заменён охлаждением перегретого пара, находящегося при давлении выше критического ( $p_{кр} \geq 7,4\text{ МПа}$ ).

Результаты последних исследований показывают, что перспективными областями использова-

ния сверхкритических углекислотных циклов являются автономные тепловые насосы и автомобильные кондиционеры, а циклов с  $t_K < t_{KP}$  – нижние ступени каскадных холодильных установок, где реализуется докритические циклы с температурой кипения не ниже  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  [7, 8, 9].

Аммиак обладает высокой степенью термодинамического совершенства и благоприятными для его использования в качестве хладагента теплофизическими свойствами. Он не разрушает озонового слоя Земли и имеет нулевое значение потенциала глобального потепления, что делает его использование желательным и безопасным с экологической точки зрения. В связи с этим он находит применение в весьма широком интервале температур кипения  $t_0$  от 0 до  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  и в диапазоне холодопроизводительностей от десятков киловатт до мегаватт.

Однако аммиаку присущ и ряд отрицательных свойств: он горюч при объемной концентрации в воздухе свыше 11%, взрывоопасен при концентрации в пределах от 15 до 28 % и токсичен.

Негативные свойства R717 заставляют принимать специальные меры, обеспечивающие безопасную эксплуатацию аммиачных холодильных установок, в частности сокращать аммиакоемкость системы. Это достигается либо путем применения более мелких технологических блоков (т.е. децентрализацией системы холодоснабжения), либо использованием систем косвенного охлаждения с помощью жидких промежуточных теплоносителей.

Целью настоящей работы является теоретическое исследование и проектирование маломасштабной каскадной холодильной машины (КХМ), предназначенной для применения в инновационной микротригенерационной системе и состоящей из пароконденсационной холодильной машины (ПКХМ), работающей на диоксиде углерода, и теплоиспользующей эжекторной холодильной машины (ЭХМ), работающей на аммиаке. Предлагаемое техническое решение системы хладоснабжения позволяет существенно сократить аммиакоемкость холодильной системы, так как аммиак не подается к технологическим аппаратам, а находится только в верхней ветви каскада, отвод же теплоты от охлаждаемых объектов и технологических аппаратов осуществляется кипящим диоксидом углерода.

## II. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

В настоящее время, в связи с необходимостью экономии и рационального использования топливно-энергетических ресурсов, все большее применение находят когенерационные и тригенерационные энергетические установки.

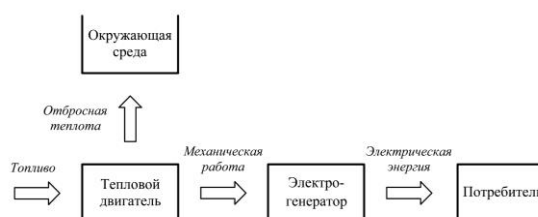
Когенерацией называется технология комбинированной выработки электрической энергии и теплоты, позволяющая резко увеличить экономическую эффективность использования таких первичных источников энергии как газ, нефть, уголь и др. Наибольший экономический эффект когенерации может быть достигнут только при оптимальном использовании обоих видов энергии на месте их потребления.

В отличие от традиционных установок для производства электроэнергии (рисунок 1), отбрасываемая энергия (теплота выхлопных газов и систем охлаждения агрегатов, приводящих в движение электрогенераторы) используется для нагрева теплоносителя, отдаваемого потребителю или получения холода в теплоиспользующей холодильной машине (ТХМ) (рисунки 2а и 2б, соответственно).

Существуют три основных типа когенерационных установок: энергоблоки на базе двигателей внутреннего сгорания (ДВС), газотурбинные установки и парогазовые установки. Система когенерации состоит из четырех основных частей: первичный двигатель, электрогенератор, система утилизации тепла, система контроля и управления. В зависимости от существующих требований в качестве первичного двигателя могут использоваться поршневой двигатель, газовая турбина, паровая турбина и комбинация паровой и газовой турбин. В будущем это также могут быть двигатель Стирлинга или топливные элементы.

Тригенерацией называется технология комбинированного производства электроэнергии, теплоты и холода. Тригенерация является новой технологией, но она уже получила признание как экономичная, надежная и экологически благоприятная технология рационального использования энергии. Ее значение в энергетике неуклонно возрастает, особенно при использовании небольших комбинированных систем энергоснабжения.

Тригенерационные системы в большинстве случаев состоят из когенерационных установок, производящих электроэнергию и теплоту, и абсорбционных бромисто-литиевых или водо-аммиачных холодильных машин, использующих теплоту, вырабатываемую когенерационными установками (рисунок 3).

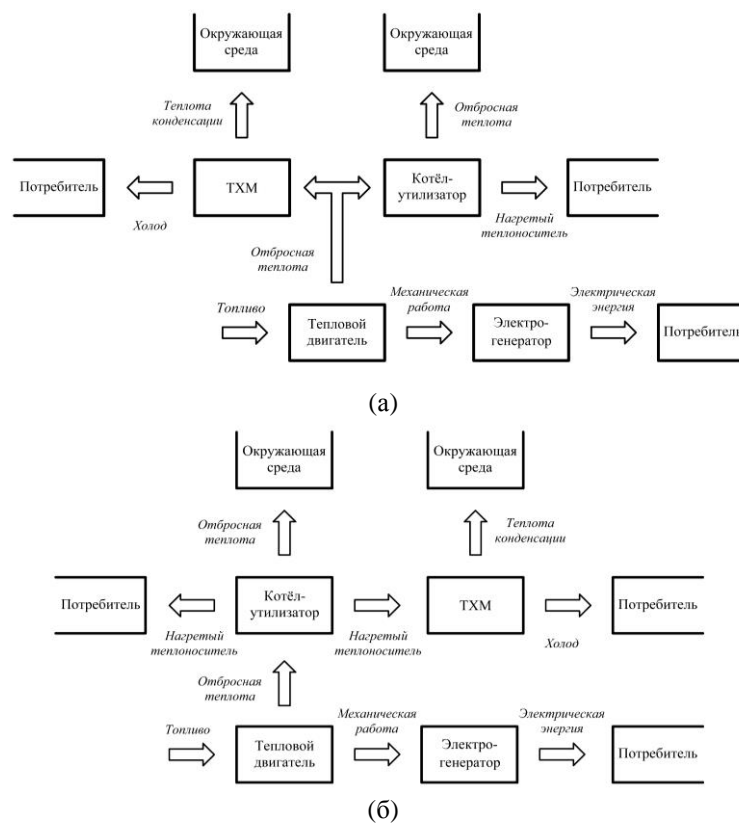


**Рисунок 1** – Схема использования теплового двигателя для получения электроэнергии



**Рисунок 2** – Схемы когериционных энергетических установок:

- а) когериционная схема получения электрической энергии и горячего теплоносителя;  
б) когериционная схема получения электрической энергии и холода с помощью TXM



**Рисунок 3** – Схемы тригенерационных энергетических установок:

- а) схема получения электрической энергии, горячего теплоносителя и холода с обогревом генератора TXM теплоносителем, циркулирующим по контуру тепловой двигатель – генератор; б) схема получения электрической энергии, горячего теплоносителя и холода с обогревом генератора TXM теплоносителем, циркулирующим по контуру котёл-утилизатор – генератор

Значительные перспективы имеют тригенерационные установки при использовании эжекторных холодильных машин (ЭХМ), работающих на легкокипящих экологически чистых холодильных агентах. В последнее время нами в сотрудничестве с национальным Тайваньским университетом и Ноттингемским университетом (Великобритания) были созданы и испытаны несколько высокоэффективных экспериментальных ЭХМ, работающих на хладагентах R141b и R245fa, значения тепловых коэффициентов которых в реаль-

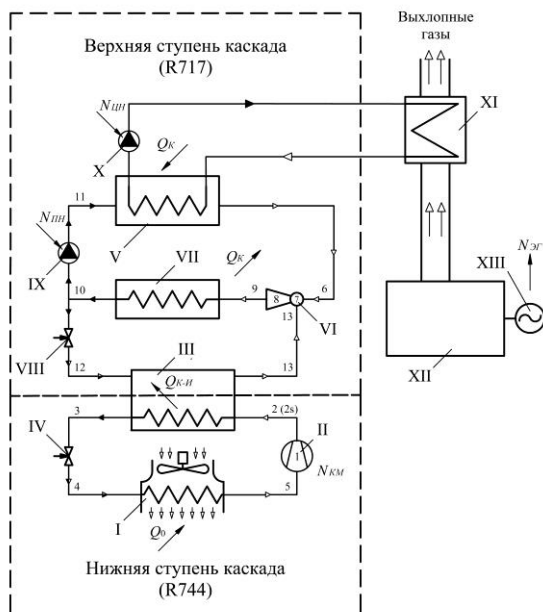
ных рабочих условиях эксплуатации составили 0,5...0,6, что сопоставимо с показателями абсорбционных холодильных машин. Это свидетельствует о перспективности применения теплоиспользующих ЭХМ, работающих на легкокипящих хладагентах в различных системах хладоснабжения. Технико-экономическое сопоставление холодильных машин, работающих в режиме кондиционирования воздуха, показало, что основными перспективными областями рационального применения утилизационных ЭХМ являются предприятия и

производства, нуждающиеся в холодильных машинах малой и средней производительности, располагающие сбросными и вторичными энергоресурсами, и предъявляющие к холодильному оборудованию требования надежности, простоты устройства и обслуживания, и требующих минимальных затрат на внедрение.

На рисунке 4 представлена принципиальная схема инновационной микротригенерационной системы, которая состоит из микрокогенерационной установки, производящей электроэнергию и теплоту, и каскадной компрессионно-эжекторной холодильной машины (КЭХМ).

Часть вырабатываемой когенерационной установкой электроэнергии используется для работы компрессора нижней ступени КХМ и питательного насоса ЭХМ, а часть производимой теплоты – для работы утилизационной ЭХМ.

Как следует из рисунка 4, предлагаемая когенерационная установка, производящая электроэнергию и теплоту, состоит из ДВС, соединенного с электрогенератором, вырабатывающим электрическую энергию  $N_{ЭГ}$ , и котла-утилизатора, предназначенного для получения горячей воды или водяного пара.



**Рисунок 4** – Схема микротригенерационной системы:

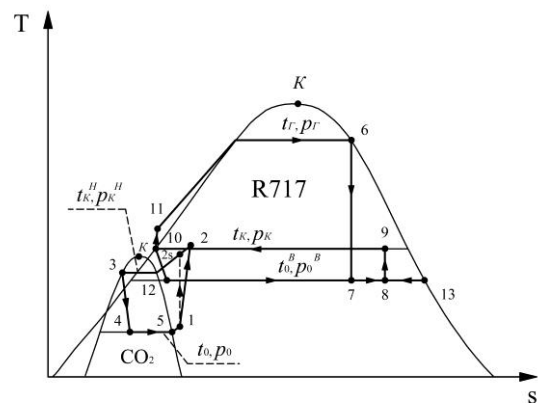
I – испаритель; II – компрессор; III – конденсатор-испаритель; IV, VIII – дроссельный вентиль; V – генератор; VI – эжектор; VII – конденсатор; IX – питательный насос; X – циркуляционный насос; XI – котёл-утилизатор; XII – ДВС; XIII – электрогенератор

В КХМ нижней ступенью является ПКХМ с электроприводным компрессором, а верхней ступенью – утилизационная ЭХМ. Таким образом, КХМ приводится в действие электроэнергией и теплотой, вырабатываемыми когенерационной установкой. Низкотемпературная ступень каскада

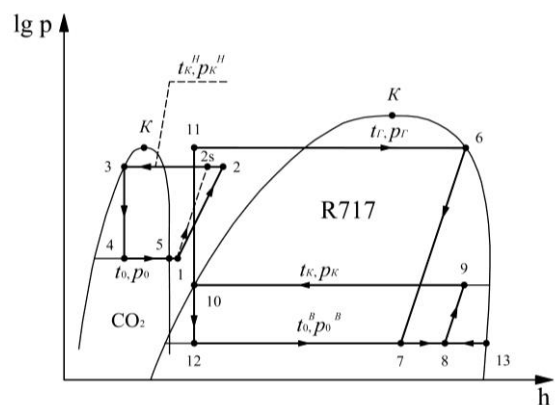
используется для получения холода на температурном уровне, применяемом в супермаркетах, холодильных складах и при производстве продуктов питания. Утилизация значительной части отбросной теплоты выхлопных газов в конечном счете позволяет существенно уменьшить общий расход топлива и выбросы  $\text{CO}_2$ , что способствует уменьшению глобального изменения климата, вызванного парниковым эффектом.

На рисунке 5 приведены циклы углекислотной ПКХМ, в которой используется компрессор со встроенным электродвигателем, и ЭХМ, работающей на хладагенте R717.

ПКХМ, которая является нижней ступенью каскада, работает следующим образом. Пар, с температурой  $t_0$  и с массовым расходом  $G_0$ , образовавшийся в испарителе I в результате подвода тепла от источника низкой температуры, перегревается в обмотках встроенного электродвигателя компрессора II, сжимается в компрессоре II и нагнетается в конденсаторную часть конденсатора-испарителя III, где переходит в жидкое состояние при температуре  $t_K^H$ . Отвод теплоты от конденсирующегося пара R744 осуществляется аммиаком, кипящим в испарительной части межкаскадного конденсатора-испарителя III.



(а)



(б)

**Рисунок 5** – Цикл каскадной компрессионно-эжекторной холодильной машины в  $s$ - $T$  (а) и  $h$ - $\lg P$  (б) диаграммах

Жидкий холодильный агент после конденсатора-испарителя III дросселируется в регулирующем вентиле IV и поступает в испаритель I для производства холода на низком температурном уровне.

ЭХМ является верхней ступенью каскада, и её работа осуществляется следующим образом. Насыщенный рабочий пар холодильного агента с температурой  $t_g$  и с массовым расходом  $G_p$ , образовавшийся в генераторе V в результате подвода теплоты от греющей среды, поступает в сопло эжектора VI, расширяется в нем и всасывает холодный пар, имеющий температуру  $t_0^B$  и массовый расход  $G_0^B$ , из конденсатора-испарителя III.

Сжатая в диффузоре эжектора VI смесь паров поступает в конденсатор VII, где происходит ее сжижение при температуре  $t_k$ . Жидкость, выходящая из конденсатора VII, разделяется на два потока, один из которых снижает свое давление в регулирующем вентиле VIII и поступает в конденсатор-испаритель III, а второй поток – питательным насосом IX возвращается в генератор V.

### III. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭЖЕКТОРА И ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Эжектор является ключевым элементом эжекторного холодильного цикла. На рисунке 6 показана структура и характерные размеры и сечения эжекторов с цилиндрической (а) коническо-цилиндрической (б) камерами смешения.

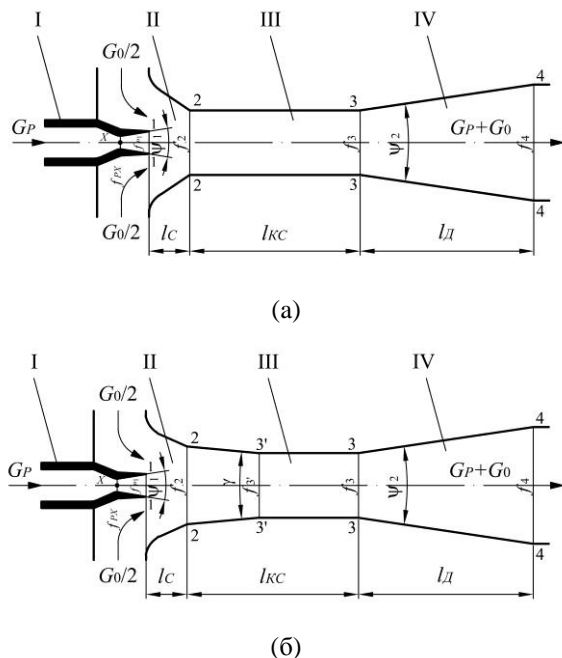


Рисунок 6 – Эжектор с цилиндрической (а) и коническо-цилиндрической (б) камерой смешения:

I – сопло; II – приёмная камера; III – камера смешения; IV – диффузор

В конструкции эжектора можно выделить четыре основных части: сопло, всасывающая камера (корпус), камера смешения и диффузор.

Основным показателем эффективности работы эжектора является коэффициент эжекции  $U$ , который определяется по формуле:

$$U = \frac{G_0^B}{G_p} \quad (1)$$

Рабочие режимы работы эжектора определяются рабочими давлениями  $p_0^B$ ,  $p_k$ ,  $p_g$ , степенью понижения давления рабочего пара в сопле  $E = p_g/p_0^B$  и степенью повышения давления смеси паров в диффузоре эжектора  $e = p_k/p_0^B$ . В ряде последних исследований, в частности, установлено, что применение в эжекторах, работающих на легкокипящих хладагентах, коническо-цилиндрической камеры смешения вместо обычно рекомендуемой цилиндрической камеры позволяет повысить величину  $U$  на 20...45% [1, 2, 4].

Геометрия эжектора с коническо-цилиндрической камерой смешения определяется отношением площадей  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\lambda$  которые могут быть записаны соответственно как:

$$\alpha = \frac{f_3}{f_{PX}} \quad (2)$$

$$\beta = \frac{f_2}{f_3} \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{f_1}{f_{PX}} \quad (4)$$

Энергетическая эффективность ЭХМ как правило определяется величиной теплового коэффициента  $\zeta$ , который является отношением полезного холодильного эффекта  $Q_0^B$ , полученного в каскадном конденсаторе, к затрачиваемой на работу эжекторного цикла энергии. Однако необходимо принять во внимание, что в ЭХМ обычно используется механический питательный насос, и, следовательно, кроме низкопотенциального тепла  $Q_g$  потребляется некоторое количество механической работы  $N_{пн}$ . При этом, не смотря на то, что теоретическая механическая работа  $N_{пн}$ , потребляемая питательным насосом очень мала, по сравнению с теплотой  $Q_g$ , подводимой в генератор, пренебрегать ею нельзя [3].

Учитывая вышесказанное, с точки зрения термодинамики и экономики, эффективность ЭХМ может быть корректно определена с помощью теплового коэффициента  $\zeta$  и действительной удельной работы питательного насоса  $N_{пн.уд}$ , которые определяются соответственно как:

$$\zeta = \frac{Q_0^B}{Q_g} = \frac{G_0^B}{G_p} \cdot \frac{q_0^B}{q_g} = U \cdot \frac{q_0^B}{q_g} \quad (5)$$

$$N_{пн.уд} = \frac{N_{пн}}{Q_0^B} = \frac{G_0^B \cdot v_5 \cdot (p_g - p_k)}{G_p \cdot q_0^B \cdot \eta_{пн}} = \frac{v_5 \cdot (p_g - p_k)}{U \cdot q_0^B \cdot \eta_{пн}} \quad (6)$$

Из энергетического баланса ЭХМ и с учётом обозначений точек цикла, показанных на рисунках 1 и 2, тепловые нагрузки  $Q_0^B$ ,  $Q_k$ ,  $Q_g$  могут быть записаны следующим образом:

$$Q_0^B = Q_k^H = (h_{13} - h_{12}) \cdot G_0^B \quad (7)$$

$$Q_r = \frac{Q_0^B}{\zeta} = (h_6 - h_{11}) \cdot G_p, \quad (8)$$

$$Q_k = Q_0^B + Q_r = (h_9 - h_{10}) \cdot (G_0^B + G_p). \quad (9)$$

#### IV. МЕТОДИКА РАСЧЕТА УГЛЕКИСЛОТНО-ГО ПОДКРИТИЧЕСКОГО ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ЦИКЛА

Анализ углекислотного подкритического парокompрессионного цикла выполнялся по приведенной ниже методике. Из энергетического баланса ПЭХМ и с учётом обозначений точек цикла, показанных на рисунках 4 и 5, выражения для определения удельной холодопроизводительности  $q_0$ , удельной теплоты конденсации  $q_k^H$  и удельной изэнтропной работы компрессора  $l_{KS}$  имеют вид:

$$q_0 = h_5 - h_4, \quad (10)$$

$$q_{KM}^H = h_2 - h_3, \quad (11)$$

$$l_{KMS} = h_2 - h_1. \quad (12)$$

Действительная удельная работа компрессора вычисляется по формуле:

$$l_K = \frac{h_2 - h_1}{\eta_i}, \quad (13)$$

где  $\eta_i$  – индикаторный КПД компрессора.

Выражение для определения  $\eta_i$  углекислотного компрессора имеет вид [5]:

$$\eta_i = 0,8981 - 0,09238 \cdot \left( \frac{p_K^H}{p_0} \right) + 0,00476 \cdot \left( \frac{p_K^H}{p_0} \right)^2. \quad (14)$$

Холодильный коэффициент углекислотного цикла определяется по выражению:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_K} = \frac{h_5 - h_4}{\eta_i \cdot (h_2 - h_1)}. \quad (15)$$

Значения величин  $Q_0$ ,  $N_{KM}$ ,  $Q_k^H$  определяются по формулам (16) – (18) соответственно:

$$Q_0 = q_0 \cdot G_0, \quad (16)$$

$$N_{KM} = l_{KM} \cdot G_0, \quad (17)$$

$$Q_k^B = q_k^B \cdot G_0. \quad (18)$$

Величина перегрева хладагента в электродвигателе герметичного компрессора:

$$\Delta T_{ЭД} = T_1 - T_5 = \frac{1}{c_p} \cdot \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \left( \frac{1}{\eta_{ЭД}} - 1 \right), \quad (19)$$

где  $\eta_{ЭД}$  – КПД электродвигателя.

#### V. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЁТОВ

Для определения характеристик эжектора и ЭХМ была разработана компьютерная программа, основанная на усовершенствованной одномерной теории эжектора. Программа позволяет вычислять характеристики эжектора и ЭХМ при предельных режимах работы и получать оптимальные данные для холодильной машины верхнего каскада [3, 4]. Программа использовалась для теоретического исследования сверхзвукового эжектора с коническо-цилиндрической камерой смешения, работающего на аммиаке, предназначенного для использования в холодильной машине верхнего каскада

КХМ. Вычисления характеристик производились в широком диапазоне предельных температур конденсации ( $t_K = 28 \dots 40$  °C) и генерации ( $t_r = 80 \dots 120$  °C) при фиксированной величине температуры кипения  $t_0^B = 14$  °C.

На рисунках 7-11 показаны графики зависимостей величин  $U$ ,  $\zeta$ ,  $f_3/f_{PX}$ ,  $f_2/f_3$  и  $N_{ПН.уд}$  от  $t_K$  для различных  $t_r$  при  $t_0^B = 14$  °C и оптимальном значении  $\beta_{ОПТ} = f_2/f_3$ .

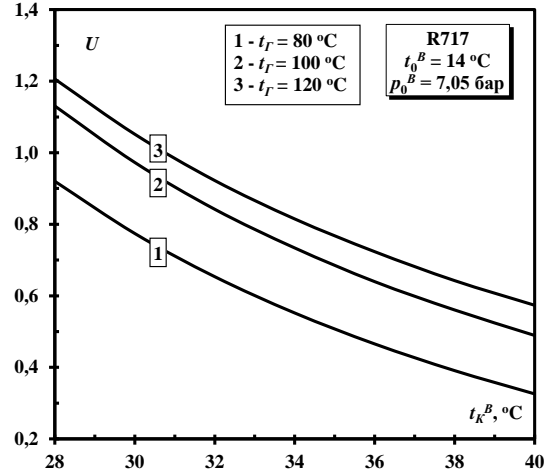


Рисунок 7 – Зависимость  $U$  от  $t_K$  для различных  $t_r$  при  $t_0^B = 14$  °C

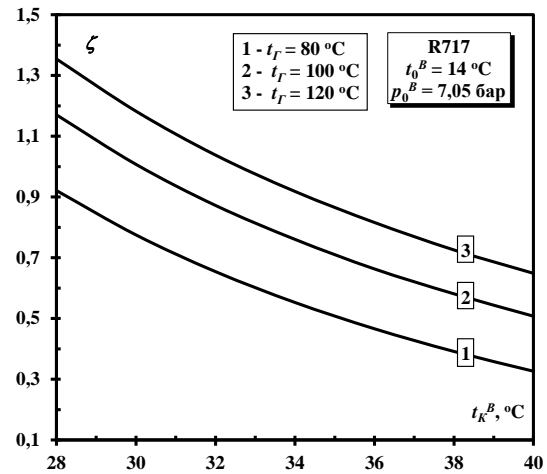


Рисунок 8 – Зависимость  $\zeta$  от  $t_K$  для различных  $t_r$  при  $t_0^B = 14$  °C

Как следует из рисунков 7, 8 и 9 расчётные значения  $U$ ,  $\zeta$  и  $f_3/f_{PX}$  растут при снижении  $t_K$  и увеличении  $t_r$ .

Из рисунка 10 видно, что  $\beta_{ОПТ}$  повышается при увеличении как  $t_K$ , так и  $t_r$ . Из рисунка 11 следует, что действительная удельная работа питательного насоса  $N_{ПН.уд}$  снижается при уменьшении  $t_K$  и  $t_r$ .

Определение характеристик углекислотного подкритического цикла выполнялся при фиксированной холодопроизводительности  $Q_0 = 10$  кВт и температуре конденсации нижнего каскада  $t_K^H = 20$  °C с температурным напором в каскадном конденсаторе  $\Delta T = t_K^H - t_0^B = 6$  °C.

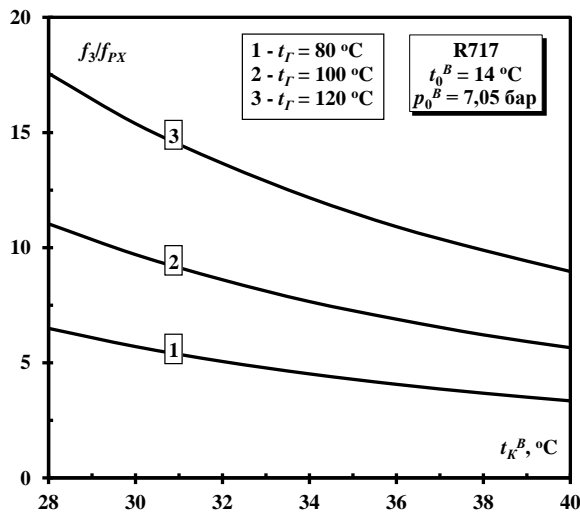


Рисунок 9 – Зависимость  $f_3/f_{PX}$  от  $t_K$  для различных  $t_G$  при  $t_0^B = 14$  °C

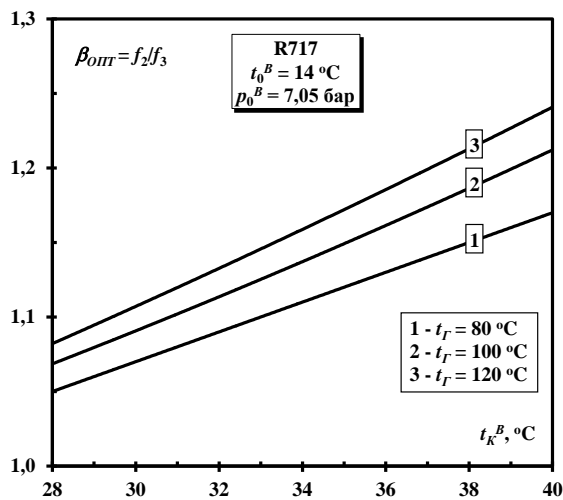


Рисунок 10 – Зависимость  $\beta_{опт} = f_2/f_3$  от  $t_K$  для различных  $t_G$  при  $t_0^B = 14$  °C

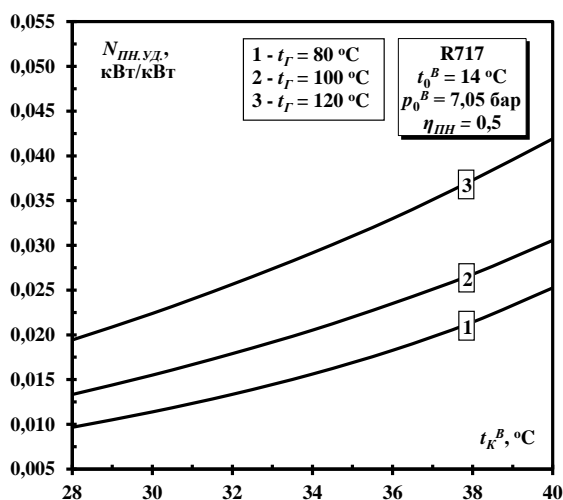


Рисунок 11 – Зависимость  $N_{пн.уд}$  от  $t_K$  для различных  $t_G$  при  $t_0^B = 14$  °C и  $\eta_{пн} = 0,5$

Температура кипения в ПКХМ  $t_0$ , принимаемая в исследовании, находится в диапазоне от  $-40$  до  $0$  °C. Перегрев паров хладагента в испарителе принимается  $\Delta T_{II}$  равным  $10$  °C.

На рисунке 12 показаны графики зависимостей величин  $N_{KM}$  и  $Q_K^H$  от температуры кипения ПКХМ  $t_0$  при  $Q_0 = 10$  кВт и  $t_K^H = 20$  °C. Как видно из графиков, величины  $N_{KM}$  и  $Q_K^H$  снижаются с повышением  $t_0$ .

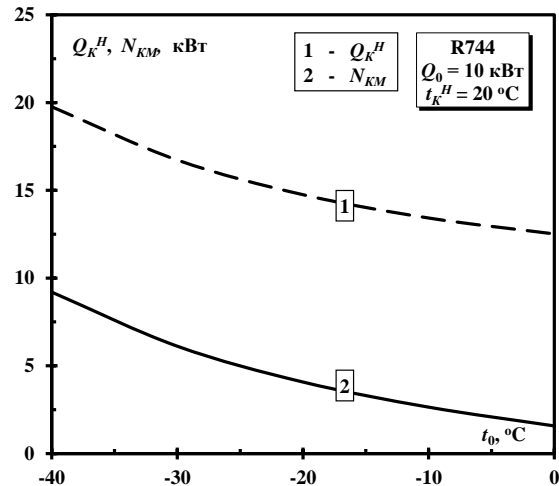


Рисунок 12 – Зависимость  $N_K$  и  $Q_K^H$  от  $t_0$  при  $Q_0 = 10$  кВт и  $t_K^H = 20$  °C

Зависимость вычисленной по формуле (14) величины  $\eta_i$  углекислотного компрессора от температуры кипения ПКХМ  $t_0$  при  $Q_0 = 10$  кВт и  $t_K^H = 20$  °C показана на рисунке 13. Как следует из графика, величина  $\eta_i$  увеличивается с повышением  $t_0$ .

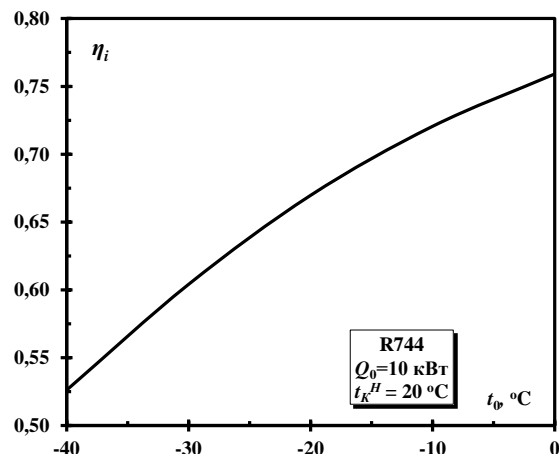


Рисунок 13 – Зависимость  $\eta_i$  от  $t_0$  при  $Q_0 = 10$  кВт и  $t_K^H = 20$  °C

Кривая на рисунке 14 отражает влияние температуры кипения ПКХМ  $t_0$  на  $G_0$  при  $Q_0 = 10$  кВт и  $t_K^H = 20$  °C. Из рисунка следует, что величина  $G_0 = f(t_0)$  имеет минимум при  $t_0 = -25$  °C, вызванный наличием максимума величины  $q_0 = f(t_0)$ .

Присутствие экстремума величины  $q_0 = f(t_0)$  является следствием особенностью теплофизических свойств хладагента R744 – расчетный диапа-

зон температур кипения  $t_0 = -40 \dots 0^\circ\text{C}$  находится в околоскритической области, в которой наблюдается значительное изменение формы кривой сухого насыщенного пара. Как видно из графика до температуры  $t_0 = -25^\circ\text{C}$ , величина  $G_0$  уменьшается, вследствие роста величины  $q_0$ , а затем наблюдается резкое увеличение  $G_0$ , вследствие падения величины  $q_0$ , вызванного приближением температуры кипения  $t_0$  к критической температуре  $t_{KP}$ .

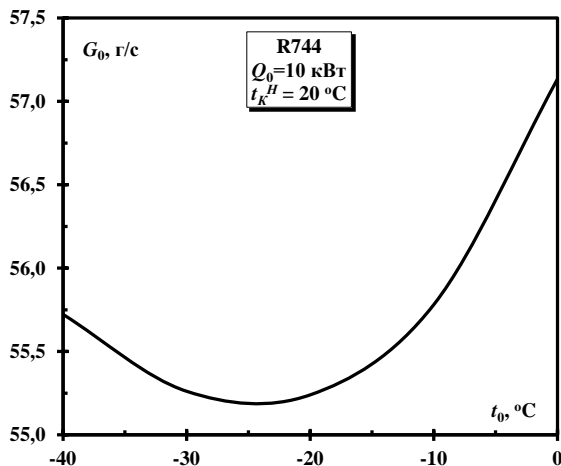


Рисунок 14 – Зависимость  $G_0$  от  $t_0$  при  $Q_0 = 10 \text{ кВт}$  и  $t_K^H = 20^\circ\text{C}$

Как следует из графика зависимости величины  $\varepsilon$  от  $t_0$  при  $Q_0 = 10 \text{ кВт}$  и  $t_K^H = 20^\circ\text{C}$  (рисунок 15), повышение температуры  $t_0$  приводит к повышению  $\varepsilon$  – с 1,1 до 6,4 при изменении  $t_0$  от  $-40^\circ\text{C}$  до  $-10^\circ\text{C}$ .

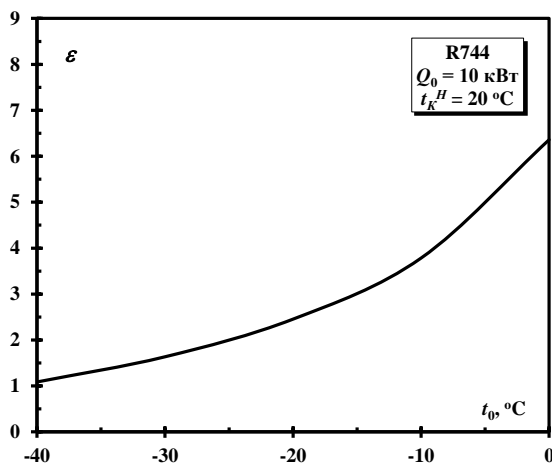


Рисунок 15 – Зависимость  $\varepsilon$  от  $t_0$  при  $Q_0 = 10 \text{ кВт}$  и  $t_K^H = 20^\circ\text{C}$

Рисунки 16, 17 и 18 показывают влияние  $t_0$  на тепловые нагрузки  $Q_0^B$ ,  $Q_K$ ,  $Q_G$ , массовые расходы рабочего  $G_P$  и эжектируемого  $G_0^B$  потоков хладагента эжекторного цикла, на величину площадей  $f_{PX}$  и  $f_3$  при  $\beta_{OPT}$  для  $Q_0 = 10 \text{ кВт}$  при  $t_K^H = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_0^B = 14^\circ\text{C}$ ,  $t_K = 36^\circ\text{C}$ ,  $t_G = 100^\circ\text{C}$ .

Из рисунков 16-18 видно, что  $t_0$  влияет не только на цикл ПКХМ нижнего каскада каскадной холодильной машины, но и на цикл ЭХМ верхнего

каскада. Из графиков также видно, что все характеристики существенно снижаются при повышении  $t_0$ .

Из рисунков 16 и 17 следует, что тепловые нагрузки  $Q_0^B$ ,  $Q_K$ ,  $Q_G$ , массовые расходы рабочего  $G_P$  и эжектируемого  $G_0^B$  потоков хладагента эжекторного цикла существенно снижаются при повышении  $t_0$ . Кроме того, рост  $t_0$  приводит к очень медленному и практически линейному уменьшению величины  $f_{PX}$  и более интенсивному падению величины  $f_3$ .

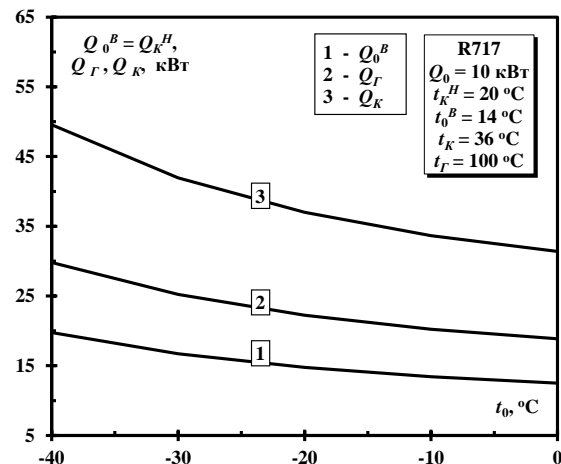


Рисунок 16 – Зависимость  $Q_0^B$ ,  $Q_K$  и  $Q_G$  от  $t_0$  для  $Q_0 = 10 \text{ кВт}$  при  $t_K^H = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_0^B = 14^\circ\text{C}$ ,  $t_K = 36^\circ\text{C}$ ,  $t_G = 100^\circ\text{C}$

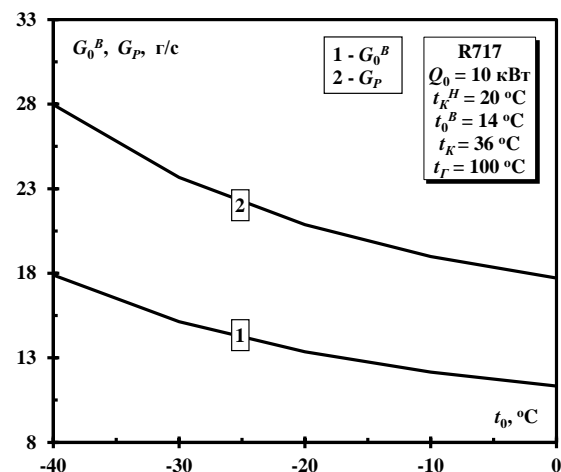


Рисунок 17 – Зависимость  $G_P$  и  $G_0^B$  от  $t_0$  для  $Q_0 = 10 \text{ кВт}$  при  $t_K^H = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_0^B = 14^\circ\text{C}$ ,  $t_K = 36^\circ\text{C}$ ,  $t_G = 100^\circ\text{C}$

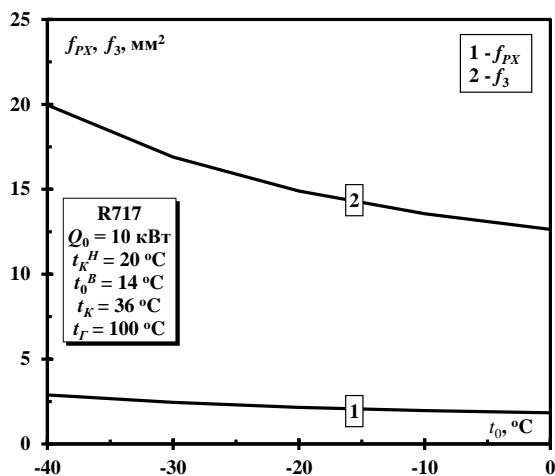
Зависимость величины  $l_C$  от  $t_0$  при  $Q_0 = 10 \text{ кВт}$  и  $t_K^H = 20^\circ\text{C}$  показана на рисунке 19. Из графика следует, что повышение  $t_0$  приводит к уменьшению оптимального расстояния от сопла до камеры смешения  $l_C$ .

На основе полученных результатов спроектирована экспериментальная каскадная КЭХМ, использующая  $\text{CO}_2$  в качестве хладагента нижнего каскада и аммиак – верхнего каскада, расчетные характеристики которого приведены в таблице 1.

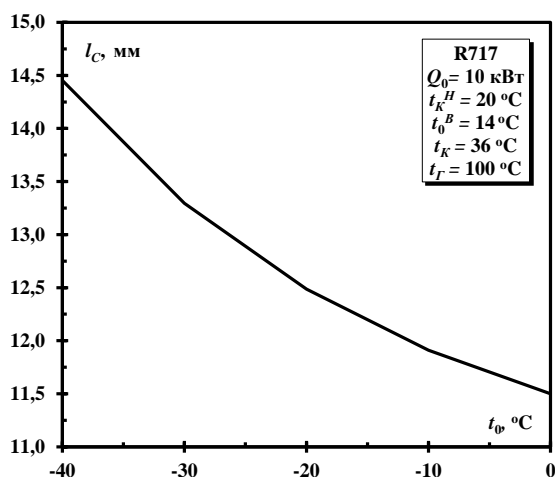
Для сравнения, в таблице 1 также приведены расчетные данные, полученные в ходе выполнения



работ [10, 11]. В верхних каскадах КЭХМ использовался в качестве хладагента R600 и R601b соответственно.



**Рисунок 18** – Зависимость  $f_{PX}$  и  $f_3$  от  $t_0$  для  $Q_0 = 10$  кВт при  $t_K^H = 20$  °C,  $t_0^B = 14$  °C,  $t_K = 36$  °C,  $t_T = 100$  °C



**Рисунок 19** – Зависимость  $f_{PX}$  и  $f_3$  от  $t_0$  для  $Q_0 = 10$  кВт при  $t_K^H = 20$  °C,  $t_0^B = 14$  °C,  $t_K = 36$  °C,  $t_T = 100$  °C

Как видно из приведенной таблицы, несмотря на то, что давления в аппаратах в аммиачной ЭХМ существенно выше, чем в ЭХМ, использующих углеводороды, энергетическая эффективность последних ниже. Так тепловой коэффициент  $\zeta$  аммиачной ЭХМ при  $t_0^B = 14$  °C,  $t_K = 36$  °C,  $t_T = 100$  °C равен 0,66, а ЭХМ на R600 и R601b – 0,50 и 0,44 (т.е. ниже на 24,2% и 33,3% соответственно).

Таким образом, для тригенерационных систем, допускающих применение аммиака, в качестве теплоиспользующего генератора холода следует рекомендовать использовать КЭХМ, с ЭХМ на хладагенте R717 в верхнем каскаде.

Учитывая простоту и надежность ЭХМ, а также возможность её производства на тех же предприятиях холодильной промышленности, ко-

торые изготавливают традиционные (в т.ч. и угле-кислотные) ПКХМ без значительного изменения технологии, следует признать рациональным проектирование и изготовление КЭХМ, на основе уже существующих холодильных агрегатов, с внесением в них необходимых изменений.

В качестве примера такого базового агрегата можно привести серийную низкотемпературную углекислотную ПКХМ Mistral MT LCE фирмы Green&Cool (Швеция), холодопроизводительностью 10-60 кВт (рисунок 20) [12].

Холодильная машина выполнена в виде единого агрегата с комплектом автоматики. Корпус ПКХМ обшивается звукоизолирующими панелями.



**Рисунок 20** – Внешний вид углекислотной ПКХМ Mistral MT LCE фирмы Green&Cool (Швеция)

## VI. ВЫВОДЫ

В работе рассматривается инновационная микротригенерационная система, состоящая из когенерационной системы и каскадной компрессионно-эжекторной холодильной машины.

В статье приведен расчётно-теоретический анализ эжекторного холодильного цикла на хладагенте R717 (аммиаке) и показано влияние рабочих параметров на его характеристики.

В работе также приведен теоретический анализ каскадного цикла и показано влияние температуры кипения ПКХМ на характеристики каскадной системы.

Проведено сравнение результатов с данными, полученными в ранее выполненных работах с использованием углеводородов в верхнем каскаде КЭХМ. Показано, что применение аммиака, даёт более высокие энергетические показатели.

Анализ полученных данных также позволил определить следующие преимущества предложенной системы:

- Система является экологически безопасной, энергосберегающей и потенциально высокоэффективной.
- Система, объединяющая преимущества ЭХМ и ПКХМ является экономически выгодной.
- Полученные данные дают необходимую информацию для проектирования экспериментальной каскадной холодильной машины холодопроизводительностью 10 кВт для применения в микротригенерационной системе.

Таблица 1 – Расчетные характеристики каскадной КЭХМ.

Параметр	Значение		
Нижняя ступень каскада (R744)			
Холодопроизводительность, $Q_0$	10 кВт		
Температура кипения, $t_0$	-20 °С		
Давление кипения, $p_0$	19,7 бар		
Мощность компрессора, $N_{KM}$	4,1 кВт		
Теплота перегрева хладагента в электродвигателе, $Q_{эд}$	0,7 кВт		
Теплота конденсации, $Q_K^H$	14,8 кВт		
Температура конденсации, $t_K^H$	20 °С		
Давление конденсации, $p_K^H$	57,3 бар		
Тип компрессора	герметичный		
Индикаторный КПД компрессора, $\eta_i$	0,67		
Расчётная величина $\varepsilon = Q_0/N_{KM}$	2,46		
Верхняя ступень каскада			
	R717	R600	R601b
Холодопроизводительность, $Q_0^B = Q_K^H$	14,8 кВт	14,8 кВт	14,8 кВт
Температура кипения, $t_0^B$	14 °С	14 °С	14 °С
Давление кипения, $p_0^B$	7,1 бар	1,7 бар	1,2 бар
Теплота конденсации, $Q_K$	37,0 кВт	40,1 кВт	48,2 кВт
Температура конденсации, $t_K$	36 °С	36 °С	36 °С
Давление конденсации, $p_K$	13,9 бар	3,4 бар	2,4 бар
Теплота генерации, $Q_{Г}$	22,2 кВт	29,5 кВт	33,4 кВт
Температура генерации, $t_{Г}$	100 °С	100 °С	100 °С
Давление генерации, $p_{Г}$	62,6 бар	15,3 бар	11,2 бар
Коэффициент эжекции, $U = G_0^B/G_P$	0,64	0,68	0,65
Расчетный тепловой коэффициент $\zeta = Q_0^B/Q_{Г}$	0,66	0,50	0,44
Разница давлений, $p_{Г} - p_K$	48,7 бар	12,9 бар	8,8 бар
Мощность питательного насоса, $N_{ПН}$	0,35 кВт	0,29 кВт	0,27 кВт
Действительная удельная работа питательного насоса $N_{ПН, уд.}$	23,5 Вт/кВт	19,6 Вт/кВт	18,0 Вт/кВт
КПД питательного насоса, $\eta_{ПН}$	0,5	0,5	0,5
Расчетное отношение площадей $\alpha = f_3/f_{PX}$	6,9	6,9	7,1
Расчетное оптимальное отношение площадей $\beta_{опт} = f_2/f_3$	1,16	1,17	1,18
Расчетное отношение площадей $\lambda = f_1/f_{PX}$	2,13	2,13	2,21

**Условные обозначения**

$e$  – степень повышения давления смеси паров в диффузоре;  $E$  – степень понижения давления рабочего пара в сопле;  $f$  – площадь, м<sup>2</sup>;  $G$  – массовый расход, кг/с;  $h$  – энтальпия, кДж/кг;  $N$  – мощность, Вт;  $p$  – давление, бар;  $Q$  – теплота, кВт;  $q$  – удельная теплота, кДж/кг;  $t$  – температура, °C;  $\alpha, \beta$  – отношения площадей;  $\varepsilon$  – холодильный коэффициент;  $\zeta$  – тепловой коэффициент;  $\omega$  – коэффициент эжекции;  $\eta$  – КПД.

**Нижние индексы**

$G$  – генерация;  $K$  – конденсация, компрессор;  $KS$  – адиабатное сжатие в компрессоре;  $P$  – рабочий;  $УД$  – удельный;  $ЭД$  – электродвигатель;  $i$  – изотропный;  $0$  – кипение, эжектируемый.

**Верхние индексы**

$B$  – верхний каскад;  $H$  – нижний каскад.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – Л.: Судостроение, 1979. – 583 с.

2. Петренко В.А. Исследование эжекторной холодильной машины на фреоне R142. Дис... канд. тех. наук. – Одесса, 1978.

3. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины. // Холодильная техника и технология. – 2001. – №1 (68). – С. 28-31.

4. Петренко В.А., Чумак И.Г. Воловик А.С. Сравнительный анализ показателей эффективности утилизационной эжекторной холодильной машины, работающей на различных легкокипящих холодильных агентах // Холодильная техника и технология. – 2005. – №5 (97). – С. 25-35.

5. Huang B.J., Chang J.M., Wang C.P., Petrenko V. A 1-D analysis of ejector performance // International Journal of Refrigeration. – 1999. – Vol. 22. – pp. 368-378.

6. Ian. W. Eames, Ali. E. Ablwaifa, Petrenko V. Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R245fa // Applied Thermal Engineering. – 2007. – Vol. 27. – pp. 2833-2840.

7. **Robinson D.M., Groll E.A.** Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine // *International Journal of Refrigeration*. – 1998. – Vol. 21 (7). – pp. 577-589.
8. **Chen Y., Gu J.** The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers // *International Journal of Refrigeration*. – 2005. – Vol. 28. – pp. 1238-1249.
9. **Lee T.-S., Liu C.-H., Chen T.-W.** Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems // *International Journal of Refrigeration*. – 2006. – Vol. 29. – pp. 1100-1108.
10. **Petrenko V.O., Huang B.J., Ierin V.O.** Design-theoretical study of cascade CO<sub>2</sub> sub-critical mechanical compression / butane ejector cooling cycle // *International Journal of Refrigeration*. – 2011. – Vol. 34, Issue 7. – pp. 1649 – 1656.
11. **Petrenko V.O., Huang B.J., Shestopalov K.O., Ierin V.O., Volovyk O.S.** Advanced solar-assisted cascade ejector cooling / CO<sub>2</sub> sub-critical mechanical compression refrigeration system // *The proceedings of the ISES Solar World Congress*. – 28 August – 2 September, 2011. – Kassel, Germany.
12. [www.greenandcool.com](http://www.greenandcool.com)

**V.O. Ierin**

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaja str., 65039

### DESIGN-THEORETICAL STUDY OF CASCADE CO<sub>2</sub> SUB-CRITICAL MECHANICAL COMPRESSION / AMMONIA EJECTOR COOLING MACHINE

In this paper an innovative micro-trigeneration system composed of a cogeneration system and a cascade refrigeration cycle is presented. The cogeneration system is a combined heat and power (CHP) system for electricity generation and heat production. The cascade refrigeration cycle is the combination of a CO<sub>2</sub> sub-critical mechanical compression refrigeration machine (MCRM), powered by generated electricity, and an ejector cooling machine (ECM), driven by waste heat and using refrigerant R717. Refrigerant R717 as the working fluid for ejector cooling cycle is selected in the present study. Effect of the cycle operating conditions on ejector and ejector cycle performances is studied. Optimal geometry of the ejector and performance characteristics of ECM are determined at wide range of the operating conditions. The paper also describes the theoretical analysis of the CO<sub>2</sub> sub-critical cycle and shows the effect of the MCRM evaporating temperature on the cascade system performance. The obtained data provide necessary information to design a pilot small-scale cascade CO<sub>2</sub> sub-critical mechanical compression / ammonia ejector refrigerating unit with cooling capacity of 10 kW for application in micro-trigeneration systems incorporating reciprocating internal combustion engines and gas micro-turbines.

**Keywords:** Ejector – Ejector refrigerating machine – Entrainment ratio – Coefficient of performance – Design characteristics – Performance characteristics – Micro-trigeneration system.

### REFERENCES

1. **Zaharov YU.V.** Sudovye ustanovki kondicionirovaniya vozduha i holodil'nye mashiny. – L.: Sudostroenie, 1979. – 583 s.
2. **Petrenko V.A.** Issledovanie ezhektornoj holodil'noj mashiny na freone R142. Dis... kand. teh. nauk. – Odessa, 1978.
3. **Petrenko V.A.** Princip vybora rabocheho veschestva dlya ezhektornoj holodil'noj mashiny. // *Holodil'naya tehnika i tehnologiya*. – 2001. –1 (68). – S. 28-31.
4. **Petrenko V.A., Chumak I.G., Volovik A.S.** Sravnitel'nyi analiz pokazatelei effektivnosti utilizacionnoj ezhektornoj holodil'noj mashiny, rabotayuschei na razlichnyh legkokipyaschih holodil'nyh agentah // *Holodil'naya tehnika i tehnologiya*. – 2005. – 5 (97). – S. 25-35.
5. **Huang B.J., Chang J.M., Wang C.P., Petrenko V.** A 1-D analysis of ejector performance // *International Journal of Refrigeration*. – 1999. – Vol. 22. – pp. 368-378.
6. **Ian. W. Eames, Ali. E. Ablwaifa, Petrenko V.** Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R245fa // *Applied Thermal Engineering*. – 2007. – Vol. 27. – pp. 2833-2840.
7. **Robinson D.M., Groll E.A.** Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine // *International Journal of Refrigeration*. – 1998. – Vol. 21 (7). – pp. 577-589.
8. **Chen Y., Gu J.** The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers // *International Journal of Refrigeration*. – 2005. – Vol. 28. – pp. 1238-1249.
9. **Lee T.-S., Liu C.-H., Chen T.-W.** Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems // *International Journal of Refrigeration*. – 2006. – Vol. 29. – pp. 1100-1108.
10. **Petrenko V.O., Huang B.J., Ierin V.O.** Design-theoretical study of cascade CO<sub>2</sub> sub-critical mechanical compression / butane ejector cooling cycle // *International Journal of Refrigeration*. – 2011. – Vol. 34, Issue 7. – pp. 1649 – 1656.
11. **Petrenko V.O., Huang B.J., Shestopalov K.O., Ierin V.O., Volovyk O.S.** Advanced solar-assisted cascade ejector cooling / CO<sub>2</sub> sub-critical mechanical compression refrigeration system // *The proceedings of the ISES Solar World Congress*. – 28 August – 2 September, 2011. – Kassel, Germany.
12. [www.greenandcool.com](http://www.greenandcool.com)

Отримана в редакції 11.02.2014, прийнята до друку 04.03.2014